

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-208154

(P2001-208154A)

(43) 公開日 平成13年8月3日(2001.8.3)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 13/08

識別記号

F I

F 1 6 H 13/08

テーマコード(参考)

F 3 J 0 5 1

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2000-18830(P2000-18830)

(22) 出願日 平成12年1月27日(2000.1.27)

(31) 優先権主張番号 特願平11-326713

(32) 優先日 平成11年11月17日(1999.11.17)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72) 発明者 大内 英男

神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74) 代理人 100087457

弁理士 小山 武男 (外1名)

Fターム(参考) 3J051 AA01 BA03 BB08 BC03 BD02

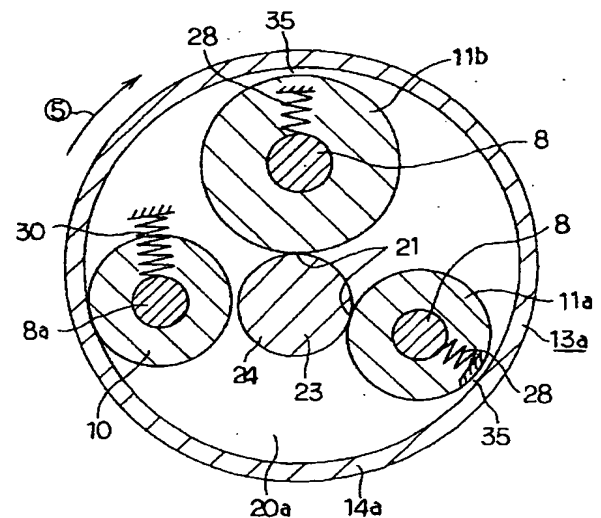
BE04 EC03 FA06

(54) 【発明の名称】 クラッチ機構付摩擦ローラ式変速機

(57) 【要約】

【課題】 高速回転で使用する場合にも、異常摩耗の発生を防止して、十分な耐久性を確保する。

【解決手段】 クラッチ機構が断たれた状態で、各ガイドローラ11a、11bの外周面と、出力側の外輪13aの内周面とが擦れ合わない様にする。この為に、各部の寸法等を規制すると共に、上記各ガイドローラ11a、11bを、上記外輪13aの径方向内方に押圧する押圧ばね28を設ける。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 第一の回転軸と、この第一の回転軸の端部にこの第一の回転軸と同心に設けられ、その外周面を第一の摩擦面とした中心ローラと、内周面を第二の摩擦面としてこの中心ローラの周囲に、この中心ローラに対する相対回転を自在に設けた外輪と、この外輪と同心で一端部をこの外輪に結合固定した第二の回転軸と、上記第一の摩擦面と上記第二の摩擦面との間の環状空間内に、上記第一の回転軸と平行に配置された複数本の枢軸と、これら各枢軸により回転自在に支持され、それぞれの外周面を第三の摩擦面とした複数個の中間ローラとを備え、上記第一の回転軸の中心と上記第二の回転軸及び外輪の中心とを偏心させる事により、上記環状空間の幅寸法を円周方向に互って不同にし、上記複数個の中間ローラのうちの何れかの中間ローラを、少なくとも上記環状空間の円周方向に関する変位自在に支持してウェッジローラとすると共に、残りの中間ローラをガイドローラとし、上記第一の回転軸及び外輪が所定方向に上記第一の回転軸と第二の回転軸との間の変速比に見合う速度比で回転する場合に、上記ウェッジローラとなる中間ローラを、上記環状空間の幅の狭い部分に向け移動させるクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機に於いて、上記ガイドローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面は、上記ウェッジローラとなる中間ローラが上記環状空間の幅の狭い部分に向け移動し、このウェッジローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が上記第一の摩擦面及び第二の摩擦面を強く押圧した状態で、これら第一の摩擦面及び第二の摩擦面と摩擦係合し、上記ウェッジローラとなる中間ローラが上記環状空間の幅の広い部分に向け移動し、このウェッジローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が上記第一の摩擦面及び第二の摩擦面を強く押圧しない状態で、これら第一の摩擦面と第二の摩擦面とのうちの少なくとも一方の摩擦面から離隔する事を特徴とするクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機。

【請求項 2】 第一の回転軸が入力軸であり、第二の回転軸が出力軸であり、ガイドローラとなる中間ローラは、これら両回転軸の回転方向に関する変位を阻止された状態で、これら両回転軸の直径方向に関する変位自在に、且つ中心ローラに向かう弾力を付与された状態で支持されている、請求項 1 に記載したクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機。

【請求項 3】 ガイドローラとなる中間ローラは、第一、第二の回転軸の回転方向に関する変位を阻止された状態で、これら両回転軸の直径方向に関する変位自在に、且つ中心ローラに向かう弾力を付与された状態で支持されており、上記第二の回転軸のうちで外輪に近い基部が、単列ラジアル玉軸受により、回転及び揺動変位自在に支持されており、上記第二の回転軸のうちで上記単列ラジアル玉軸受よりも上記外輪から離れた部分が、固

定の部分に対しラジアル方向に関して変位自在に支持された転がり軸受により回転自在に支持されており、この転がり軸受は、上記固定の部分との間に設けられた弾性材によって所定のラジアル方向に弾性的に押圧されており、ウェッジローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が第一の摩擦面及び第二の摩擦面を強く押圧せず、上記弾性材の弾力に基づいて上記第二の回転軸に結合固定された上記外輪がラジアル方向に変位した状態で、ガイドローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が第二の摩擦面から離隔する、請求項 1～2 のうちの何れかに記載したクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機。

【請求項 4】 ガイドローラとなる中間ローラは、第一、第二の回転軸の回転方向に関する変位を阻止された状態で、これら両回転軸の直径方向に関する変位自在に、且つ中心ローラに向かう弾力を付与された状態で支持されており、第一の回転軸の中間部で中心ローラ寄り部分を固定の部分に、この固定の部分に対しラジアル方向の変位自在に支持された転がり軸受により回転自在に支持すると共に、この転がり軸受をラジアル方向に変位させる変位手段を設けており、ウェッジローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が第一の摩擦面及び第二の摩擦面を強く押圧せず、上記変位手段が上記転がり軸受を介して上記第一の回転軸をラジアル方向に変位させた状態で、ガイドローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が第二の摩擦面から離隔する、請求項 1～2 のうちの何れかに記載したクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】この発明に係るクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機は、例えばオルタネータ、コンプレッサ、各種油圧ポンプの如き自動車用の補機の駆動部分等に組み込んで、エンジンのクランクシャフトにより回転駆動される従動ブリーの回転を減速しつつ上記補機の回転軸に伝達し、この補機を回転駆動する為に利用する。

## 【0002】

【従来の技術】自動車用の補機は、走行用エンジンにより回転駆動するが、単一の走行用エンジンにより駆動する補機が複数存在するのに対して、これら各補機の最適な運転速度が異なる場合がある。又、上記走行用エンジンの回転速度に比べてこれら各補機の最適駆動速度が異なる場合もある。この為に従来は、上記走行用エンジンのクランクシャフトの端部に固定した駆動ブリーの径と、上記各補機の回転軸の端部に固定する各従動ブリーの径とを異ならせる事で、これら各補機の回転速度を好ましい値にする様にしている。又、上記従動ブリーとして、一方向クラッチを内蔵したものを使用する事により、これら各従動ブリーと上記駆動ブリーとの間に掛け

渡した無端ベルトに加わる摩擦力の方向を一定にしてこの無端ベルトの耐久性を確保すると共に、この無端ベルトの速度が低下傾向にある場合にも上記各補機の回転軸の回転速度が低下するのを防止し、これら各補機の効率を向上させる事も、従来から行なわれている。

【0003】但し、駆動プーリの径と従動プーリの径とを変える事により、上記各補機の回転速度を調節するのは、これら各プーリに対する無端ベルトの巻き掛け量の確保、この無端ベルトの曲げ量を抑え（曲率半径を過小にせず）その耐久性の確保を図る事を考慮した場合には限度がある。これに対して近年、クラッチ機構を有する摩擦変速機を利用して、上記補機の回転駆動装置を構成する事が研究されている。この様な条件に合致するクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機として従来から、特開平10-316081号公報、同10-329780号公報等に記載されたものが知られている。

【0004】これら各公報に記載される等により、従来から知られているクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機は、電動補助自転車の補助動力源として考えられたもので、電動モータの回転軸によりペダル軸に補助動力を付与するが、このペダル軸の回転速度がこの電動モータの回転軸の回転速度に見合う速度よりも速くなった場合には、上記ペダル軸の回転がこの回転軸に伝わらない様にしている。図10～11は、この様な目的で考えられ、上記特開平10-316081号公報に記載された、クラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の1例を示している。先ず、この従来構造に就いて説明する。

【0005】駆動源である電動モータ1は、請求項に記載した第一の回転軸に相当する回転軸2を有する。又、この回転軸2の先端部は、請求項に記載した中心ローラとして機能させている。即ち、図10に記載した構造（後述する、図1、5、7、8、9に示した本発明の実施の形態の場合も同様。）では、上記第一の回転軸と中心ローラとを、一体の回転軸2としている。そして、請求項に記載した第一の摩擦面に相当する、この先端部の外周面は、平滑な円筒面としている。この様な回転軸2のうち、中心ローラとしての役目を有する先端部を覆う状態で、ハウジング3を設けている。使用時にはこのハウジング3を、図示しないフレーム等に固定する。このハウジング3は、有底円筒状の本体4と、この本体4の基端開口部を塞ぐ蓋体5とから成る。上記電動モータ1の回転軸2の先端部は、この蓋体5の略中央部に形成した通孔6を挿通して、上記ハウジング3内に挿入している。尚、この通孔6は、後述する様に、上記蓋体5の中心から少しだけ外れた位置に設けている。又、この通孔6の内周面と上記回転軸2の中間部外周面との間には、軸受7を設けている。

【0006】又、上記ハウジング3の内側で上記回転軸2の周囲部分には、3本の支持軸8、8aを、それぞれこの回転軸2と平行に配置している。即ち、これら各支

持軸8、8aの一端部（図10の上端部）を上記蓋体5に支持すると共に、他端部（図10の下端部）を連結環9に支持している。尚、これら3本の支持軸8、8aのうち、2本の支持軸8、8は、それぞれの両端部を上記蓋体5及び連結環9に設けた嵌合孔に圧入固定若しくははばがたつきなく挿入している。従って、これら2本の支持軸8、8が、上記ハウジング3内で円周方向或は直径方向に変位する事はない。これに対して、残り1本の支持軸8aは、両端部を上記蓋体5及び連結環9に対し、上記ハウジング3の円周方向（更に、必要とすれば直径方向）に関する若干の変位自在に支持している。この為に、上記蓋体5及び連結環9の一部で上記支持軸8aの両端部に整合する部分に、上記ハウジング3の円周方向に長い円弧状の係合溝若しくは上記支持軸8aの両端部の外径よりも大きな内径を有する支持孔（図10～11には省略）を形成し、これら両係合溝若しくは支持孔に、上記支持軸8aの両端部を緩く係合させている。そして、これら各支持軸8a、8の中間部周囲に、それぞれが中間ローラであるウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを、それぞれ軸受18（図10参照。図11には省略。）により、回転自在に支持している。尚、上記連結環9の一部は、上記蓋体5の内面（上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを設置した空間側の面で、図10の下面）の一部で上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bから外れた位置に突設した、突部12の先端部に結合している。

【0007】又、上記ハウジング3の内側で上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを囲む部分には、有底円筒状の外輪13を、回転自在に設けている。この外輪13は、円筒部14と、この円筒部14の一端（図10の下端）開口を塞ぐ円板部15とから成る。このうち、請求項に記載した第二の摩擦面に相当する円筒部14の内周面は、平滑な円筒面として、やはり平滑な円筒面とした、請求項に記載した第三の摩擦面に相当する、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面と当接自在としている。又、上記円板部15の外側面（上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを設置した空間と反対側面で、図10の下面）には、請求項に記載した第二の回転軸である、出力軸16の基端部（図10の上端部）を結合固定している。そしてこの出力軸16を、上記ハウジング3を構成する本体4の中央部に設けた第二の通孔17に挿通して、上記ハウジング3外に突出させている。尚、上記出力軸16の基端寄り部分の外周面と上記第二の通孔17の内周面との間には軸受18を設けて、上記外輪13及び出力軸16を、上記ハウジング3に対し回転自在に支持している。又、上記出力軸16の前半部（図10の下半部）で上記ハウジング3外に突出した部分には、ピニオン19を固定している。

【0008】上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面は、前記回転軸2の先端部外周面と上記外輪13の内周面とに当接させている。但し、上記回転軸2の中心と上記出力軸16及び外輪13の中心とを偏心させている。即ち、前述の様に、上記回転軸2を挿通する通孔6は、上記ハウジング3の中心から少しだけ外れた位置に設けているのに対して、上記出力軸16を挿通する第二の通孔17は、上記ハウジング3の中心に設けている。又、この第二の通孔17の内側に支持した出力軸16と外輪13とは互いに同心である。従って、上記回転軸2と上記外輪13及び出力軸16とは、上記通孔6のハウジング3の中心からのずれ量 $\delta$ 分だけ、互いに偏心している。そして、上記回転軸2の外周面と上記外輪13の内周面との間に存在して上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bが設けられた環状空間20の幅寸法が、この $\delta$ なる偏心量に見合う分だけ、円周方向に互に不同になっている。

【0009】この様に、上記環状空間20の幅寸法を円周方向に互に不同にした分、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外径を異ならせている。即ち、上記外輪13に対し回転軸2が偏心している側（図11の左側）に位置するウェッジローラ10及びガイドローラ11a（小径ガイドローラ）の径を、互いに同じとすると共に比較的小径にしている。これに対して、上記外輪13に対し回転軸2が偏心しているのと反対側（図11の右側）に位置するガイドローラ11b（大径ガイドローラ）の径を、ウェッジローラ10及びガイドローラ11aよりも大きくしている。そして、これら3個の、それぞれが中間ローラであるウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面を、上記回転軸2の外周面と上記外輪13の内周面とに当接させている。

【0010】尚、それぞれが中間ローラである、上記1個のウェッジローラ10及び2個のガイドローラ11a、11bのうち、ガイドローラ11a、11bを支持した支持軸8、8は、前述の様に、上記ハウジング3内に固定している。これに対して、ウェッジローラ10を支持した支持軸8aは、やはり前述した様に上記ハウジング3内に、このハウジング3の円周方向に互に若干の変位を自在に支持している。従って、上記ウェッジローラ10も、上記ハウジング3内で、このハウジング3の円周方向に変位自在である。そして、前記回転軸2が所定方向に回転した場合に、上記1本の支持軸8aに回転自在に支持したウェッジローラ10を、上記環状空間20の幅の狭い部分に向け移動自在としている。

【0011】即ち、図示の例では、上記回転軸2が図11に矢印イで示す様に、同図の時計方向に回転する様に、構成各部の組み付け方向を規制している。従って、前記電動モータ1から前記出力軸16に動力を取り出す際には、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11

a、11bが、図11に矢印ロ、ロで示す様に、上記各支持軸8a、8を中心に同図の反時計方向に回転し、上記外輪13が同じく矢印ハで示す様に反時計方向に回転する。この様に、上記1個のウェッジローラ10が矢印ロで示す様に回転し、このウェッジローラ10を上記ハウジング3の直径方向の内外両側から挟持した回転軸2及び外輪13がそれぞれ矢印イ、ハに示す様に回転する結果、上記ウェッジローラ10全体が、図11に矢印ニで示す様に、図11の時計方向に変位する傾向となる。即ち、上記ウェッジローラ10は、矢印イ方向に回転する上記回転軸2から、上記矢印ニ方向の力を受け、ウェッジローラ10が矢印ロ方向に回転する事で外輪13の内周面との当接部から受ける反作用により、やはり上記矢印ニ方向の力を受ける。この結果、上記回転軸2の回転時に上記ウェッジローラ10が、上記環状空間20の幅の狭い部分に向けて移動する傾向になる。

【0012】上述の様に構成するクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の場合、電動モータ1の回転軸2の回転は、この回転軸2の外周面と、それぞれが中間ローラであるウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面との当接部である、各内径側当接部21、21を介して、これらウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bに伝わる。更に、これらウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの回転は、これらウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面と上記外輪13の内周面との当接部である、各外径側当接部22、22を介して、この外輪13に伝わる。そして、この外輪13に結合固定した前記出力軸16及びこの出力軸16に固定した前記ピニオン19が回転する。

【0013】上記回転軸2及び外輪13が所定方向に回転すると、1本の支持軸8aに回転自在に支持したウェッジローラ10が、上記回転軸2の外周面と外輪13の内周面との間に存在する環状空間20内で、この環状空間20の幅の狭い部分に向け図11の矢印ニ方向に移動する。この結果、上記1本の支持軸8aに回転自在に支持したウェッジローラ10の外周面が、上記回転軸2の外周面と外輪13の内周面とを強く押圧する。そして、当該ウェッジローラ10の外周面と上記回転軸2の外周面との当接部である内径側当接部21、及び、当該ウェッジローラ10の外周面と外輪13の内周面との当接部である外径側当接部22の当接圧が高くなる。

【0014】この様に、ウェッジローラ10に関する内径側、外径側両当接部21、22の当接圧が高くなると、それぞれがこのウェッジローラ10の外周面により押圧される部材である、上記回転軸2と外輪13とのうちの少なくとも一方の部材が、組み付け隙間、或は弾性変形等に基づき、それぞれの直径方向に互に僅かに変位する。この結果、残り2個の中間ローラである、ガイドローラ11a、11bの外周面と上記回転軸2の外周面

との当接部である２箇所の内径側当接部 21、21、及びこれら２箇のガイドローラ 11a、11b の外周面と外輪 13 の内周面との当接部である２箇所の外径側当接部 22、22 の当接圧が高くなる。そして、クラッチ機構が接続された状態になって、上記回転軸 2 から上記外輪 13 に、効率良く回転力が伝達される。

【0015】これに対して、上記回転軸 2 が停止しているにも拘らず上記外輪 13 が図 11 の矢印ハ方向に回転している場合、或は上記回転軸 2 の回転速度に見合う回転速度（この回転速度と摩擦ローラ式変速機の変速比との積）よりも速い回転速度で上記外輪 13 が図 11 の矢印ハ方向に回転している場合には、上記外輪 13 から上記回転軸 2 に回転が伝わらない様にする。即ち、この場合には、図 11 の矢印ハ方向に回転する上記外輪 13 により、上記ウェッジローラ 10 が同図の矢印ニと反対方向に変位する。この結果、このウェッジローラ 10 の外周面が上記回転軸 2 の外周面及び外輪 13 の内周面を押圧しなくなり、上記内径側当接部 21 及び上記外径側当接部 22 の当接圧が低下若しくは喪失する。そして、クラッチ機構の接続が断たれた状態になって、上記外輪 13 から上記回転軸 2 に回転が伝わらなくなる。

【0016】

【発明が解決しようとする課題】上述の様に構成し作用するクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の場合には、クラッチ機構の接続を断った状態で外輪 13 が回転した場合に、各ガイドローラ 11a、11b の外周面と、この外輪 13 の内周面又は回転軸 2 の外周面とが擦れ合う可能性がある。即ち、従来構造の場合には、上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と外輪 13 の内周面及び回転軸 2 の外周面とが軽く当接する状態（摩擦係合により回転力の伝達を行なえない状態）に組み立て、上記回転軸 2 から外輪 13 への回転力の伝達時に、各部の弾性変形に基づき、上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と外輪 13 の内周面及び回転軸 2 の外周面とが強く当接し合う様にしていた。従って、クラッチ機構の接続を断った状態で外輪 13 が回転すると、上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面が、上記外輪 13 の内周面と上記回転軸 2 の外周面とのうちの少なくとも一方の周面と（転がり接触ではなく）擦れ合う。

【0017】電動補助自転車の如く、低速（例えば出力部の回転速度が  $600\text{min}^{-1}$  (r.p.m.) 程度）の場合には、上述の様な擦れ合いが発生しても特に問題とはならない。これに対して、自動車用補機の回転駆動装置の様に、高速（例えば出力部の回転速度が  $10,000\text{min}^{-1}$  程度）で使用される機械装置の場合には、上述の様な擦れ合いが発生すると、擦れ合い部で無視できない程の摩擦（異常摩擦）が発生する。そして、この異常摩擦に伴って、ローラ式摩擦変速機の内部で滑りや異音、或は焼き付きが発生する等、上記機械装置の耐久性を十分に確保できなくなる。本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式摩

擦変速機は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

【0018】

【課題を解決するための手段】本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機は、前述した従来から知られているクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機と同様に、第一の回転軸と、この第一の回転軸の端部にこの第一の回転軸と同心に設けられ、その外周面を第一の摩擦面とした中心ローラと、内周面を第二の摩擦面としてこの中心ローラの周囲に、この中心ローラに対する相対回転を自在に設けた外輪と、この外輪と同心で一端部をこの外輪に結合固定した第二の回転軸と、上記第一の摩擦面と上記第二の摩擦面との間の環状空間内に、上記第一の回転軸と平行に配置された複数本の枢軸と、これら各枢軸により回転自在に支持され、それぞれの外周面を第三の摩擦面とした複数個の中間ローラとを備える。そして、上記第一の回転軸の中心と上記第二の回転軸及び外輪の中心とを偏心させる事により、上記環状空間の幅寸法を円周方向に互って不同にしている。又、上記複数個の中間ローラのうちの何れかの中間ローラを、少なくとも上記環状空間の円周方向に関する変位自在に支持してウェッジローラとすると共に、残りの中間ローラをガイドローラとしている。更に、上記第一の回転軸及び外輪が所定方向に上記第一の回転軸と第二の回転軸との間の変速比に見合う速度比で回転する場合に、上記ウェッジローラとなる中間ローラを、上記環状空間の幅の狭い部分に向け移動させる。

【0019】特に、本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機に於いては、上記ガイドローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面は、上記ウェッジローラとなる中間ローラが上記環状空間の幅の狭い部分に向け移動し、このウェッジローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が上記第一の摩擦面及び第二の摩擦面を強く押圧した状態で、これら第一の摩擦面及び第二の摩擦面と摩擦係合する。これに対して、上記ウェッジローラとなる中間ローラが上記環状空間の幅の広い部分に向け移動し、このウェッジローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が上記第一の摩擦面及び第二の摩擦面を強く押圧しない状態で、これら第一の摩擦面と第二の摩擦面とのうちの少なくとも一方の円筒面から離隔する。

【0020】

【作用】上述の様に構成する本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機が、第一の回転軸と第二の回転軸との間で変速を行ないつつ回転力を伝達する際の作用、並びにこの第一の回転軸の回転速度に見合う回転速度よりも速い回転速度で上記第二の回転軸が回転している場合に、この第二の回転軸から上記第一の回転軸に回転が伝わらない様にする作用は、前述した従来からのクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の場合と同様である。特に、本発

明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の場合には、上記第二の回転軸から上記第一の回転軸に回転が伝わらない様にするべく、ウェッジローラとなる中間ローラが環状空間の幅の広い部分に向け移動した状態で、ガイドローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が、第一の摩擦面と第二の摩擦面とのうちの少なくとも一方の摩擦面と離隔する。この為、ガイドローラとなる中間ローラの外周面である第三の摩擦面が、上記第一、第二の摩擦面と擦れ合う事がなくなり、これら各摩擦面に異常摩耗が発生する事を防止できる。

【0021】

【発明の実施の形態】図1～4は、請求項1～2に対応する、本発明の実施の形態の第1例を示している。尚、以下の説明は、本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機を、自動車用の補機の回転駆動装置に組み込んだ場合に就いて説明する。この回転駆動装置は、図示しないモータ等を駆動源として、やはり図示しない補機を回転駆動するものである。このモータのモータ軸が、請求項に記載した第一の回転軸に相当する入力軸23となっており、この入力軸23の先端部24が、請求項に記載した中心ローラとして機能する。そして、請求項に記載した第一の摩擦面に相当する、上記先端部24の外周面は、平滑な円筒面としている。そして、この先端部24を覆う状態で、ハウジング3aを設けている。

【0022】このハウジング3aは、有底円筒状の本体4aと、この本体4aの基端開口部を塞ぐ蓋体5aとから成る。この蓋体5aの外周面には取付フランジ25を設けており、使用時にはこの取付フランジ25により上記ハウジング3aを、図示しないフレーム等に固定する。又、上記先端部24は、上記蓋体5aの略中央部に形成した通孔6aを挿通して、上記ハウジング3a内に挿入している。尚、この通孔6aは、後述する様に、上記蓋体5aの中心から少しだけ外れた位置に設けている。又、この通孔6aの内周面と上記入力軸23の中間部外周面との間には、深溝型の玉軸受等の軸受7aを設けている。尚、この軸受7aよりも上記入力軸23の中央側（図1の左側）には、別の軸受26を設けて、この入力軸23の中間部を支持している。

【0023】又、上記ハウジング3aの内側で上記先端部24の周囲部分には、3本の支持軸8、8aを、それぞれこの先端部24と平行に配置している。即ち、これら各支持軸8、8aの一端部（図1の左端部）を上記蓋体5aに支持すると共に、他端部（図1の右端部）を、円輪状の連結環9aに支持している。尚、これら3本の支持軸8、8aのうち、2本の支持軸8、8は、それぞれの両端部を上記蓋体5a及び連結環9aの互いに整合する位置に設けた支持凹孔27a、27bに、後述する外輪13aの直径方向の変位のみ自在に係合している。この為図示の例では、上記各支持凹孔27a、27bを上記外輪13aの直径方向に長い矩形に形成すると共

に、これら各支持凹孔27a、27bの幅 $W_{27}$ を、上記各支持軸8の外径 $D_8$ よりも僅かに（0.005～0.02mm程度）大きくしている。従って、これら2本の支持軸8、8は、上記ハウジング3a内で、直径方向に変位する事はあっても円周方向に変位する事は殆どない。更に、図示の例では、上記各支持凹孔27a、27bの長さ方向両端部のうちで上記外輪13aの直径方向に関して外径側端部と、当該支持凹孔27a、27b内に挿入された上記各支持軸8、8の両端部との間に、圧縮コイルばね等の押圧ばね28、28を設けている。従って上記各支持軸8、8は、他の力が加わらない限り、上記外輪13aの直径方向内方に変位する。

【0024】これに対して、残り1本の支持軸8aは、両端部を上記蓋体5a及び連結環9aに対し、上記ハウジング3aの円周方向並びに直径方向の変位自在に支持している。この為、上記蓋体5a及び連結環9aの一部で上記支持軸8aの両端部に整合する部分に、上記ハウジング3aの円周方向に長く、且つこの支持軸8aの外径 $D_{8a}$ よりも十分に大きな幅 $W_{29}$ （ $W_{29} \gg D_{8a}$ ）を有する支持凹孔29a、29bを形成している。そして、これら両支持凹孔29a、29bに、上記支持軸8aの両端部を緩く係合させている。又、上記各支持凹孔29a、29bの長さ方向両端部のうちで、後述する環状空間20aの直径方向に関する幅が広い側の端部と、当該支持凹孔29a、29b内に挿入された上記支持軸8aの両端部との間に、圧縮コイルばね等の押圧ばね30を設けている。従って上記支持軸8aは、他の力が加わらない限り、上記環状空間20aの直径方向に関する幅が狭い側に変位する。

【0025】そして、上記各支持軸8a、8の中間部周囲に、それぞれが中間ローラであるウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを、それぞれ軸受18a、18a（図1参照。図3～4には省略。）により、回転自在に支持している。又、上記各ローラ10、11a、11bの軸方向両端面と上記蓋体5a及び連結環9aの内側面との間には、それぞれスラストニードル軸受32、32を設けて、これら互に対向する面同士が擦れ合う事を防止している。尚、図示の例では、上記連結環9aと上記蓋体5aとを、3本の連結ピン31、31（図2参照。図3～4には省略。）により、間隔をあけた状態で互いに平行に、連結固定している。これら各連結ピン31、31は、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bから外れた位置に配置している。又、上記各連結ピン31、31の基端部（図1の左端部）は、それぞれ上記蓋体5aに結合固定し、先端部はそれぞれ上記連結環9aに形成した円孔に内嵌した状態で、リベット状にかしめている。従って、上記蓋体5aと連結環9aとは、分離不能に結合固定されている。

【0026】又、前記ハウジング3aの内側で上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを囲む

部分には、有底円筒状の外輪13aを、回転自在に設けている。この外輪13aは、円筒部14aと、この円筒部14aの一端(図1の右端)開口を塞ぐ円板部15aとから成る。このうち、請求項に記載した第二の摩擦面に相当する、円筒部14aの内周面は、平滑な円筒面として、やはり平滑に形成した、請求項に記載した第三の摩擦面に相当する、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面と当接自在としている。尚、これら各ローラ10、11a、11bの外周面には、クラウニングを施す事もできる。

【0027】又、上記円板部15aの外側面(上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bを設置した環状空間20aと反対側面で、図1の右面)の中央部には、請求項に記載した第二の回転軸である、出力軸16aの基端部(図1の左端部)を結合固定している。そしてこの出力軸16aを、上記ハウジング3aを構成する本体4aの中央部に設けた第二の通孔17aに挿通して、上記ハウジング3a外に突出させている。図示の例では、上記円板部15aの外側面で上記第二の通孔17aを囲む位置に支持筒部33を設け、この支持筒部33の内周面と上記出力軸16aの基部外周面との間に、深溝型或はアンギュラ型等、ラジアル荷重及びスラスト荷重を支承自在な1対の軸受18a、18aを設けている。従って上記外輪13a及び出力軸16aは、上記ハウジング3aに対し、回転のみ自在に支持されている。この為に、上記各軸受18a、18aの内輪を上記出力軸16aに締め込みにより外嵌すると共に、これら各軸受18a、18aの内輪の端面同士の間内輪間座42を挟持し、外輪の端面を、上記支持筒部33の先端部に形成した内向フランジ状の鏝部43、或はこの支持筒部33の基部内周面に係止した止め輪44に突き当てている。更に、上記出力軸16aの先端部(図1の右端部)で上記ハウジング3a外に突出した部分には、キー34により、図示しない補機の回転軸、或はこの補機を駆動する端のブリー或は歯車を結合固定自在としている。尚、上記出力軸16aの先端部に直接補機の回転軸を、一体的に結合して、上記キー34を省略する事もできる。

【0028】上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面は、前記先端部24の外周面と前記外輪13aの内周面とに当接させている。但し、この先端部24の中心と上記出力軸16a及び外輪13aの中心とを偏心させている。即ち、前述の様に、上記先端部24を挿通する通孔6aは、上記ハウジング3aの中心から少しだけ外れた位置に設けているのに対して、上記出力軸16aを挿通する第二の通孔17aは、上記ハウジング3aの中心に設けている。又、この第二の通孔17aの内側に支持した出力軸16aと外輪13aとは互いに同心である。従って、上記先端部24と上記外輪13a及び出力軸16aとは、上記通孔6aのハウジ

ング3aの中心からのずれ量 $\delta$ 分だけ、互いに偏心している。そして、上記先端部24の外周面と上記外輪13aの内周面との間に存在して上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bが設けられた環状空間20aの幅寸法が、この $\delta$ 分の偏心量に見合う分だけ、円周方向に互り不同になっている。

【0029】この様に、上記環状空間20aの幅寸法を円周方向に互り不同にした分、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外径を異ならせている。即ち、上記外輪13aに対し先端部24が偏心している側(図3~4の下側)に位置するウェッジローラ10及びガイドローラ11a(小径ガイドローラ)の径を、互いに同じとすると共に比較的小径にしている。これに対して、上記外輪13aに対し先端部24が偏心しているのと反対側(図3~4の上側)に位置するガイドローラ11b(大径ガイドローラ)の径を、ウェッジローラ10及びガイドローラ11aよりも大きくしている。そして、これら3個の、それぞれが中間ローラであるウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bの外周面を、上記先端部24の外周面と上記外輪13aの内周面とに当接自在としている。

【0030】尚、それぞれが中間ローラである、上記1個のウェッジローラ10及び2個のガイドローラ11a、11bのうち、ガイドローラ11a、11bを支持した支持軸8、8は、前述の様に、上記ハウジング3a内に、上記外輪13aの径方向の変位のみ自在に支持している。これに対して、ウェッジローラ10を支持した支持軸8aは、やはり前述した様に上記ハウジング3a内に、円周方向及び直径方向の変位を自在に支持している。従って、上記ウェッジローラ10も、上記ハウジング3a内で、円周方向に変位自在である。そして、図示しないモータにより前記先端部24が所定方向に回転した場合に、上記ウェッジローラ10を、上記環状空間20aの幅の狭い部分に向け移動自在としている。

【0031】即ち、図示の例では、上記モータにより上記先端部24が、図4に矢印①で示す様に、同図の反時計方向に回転する様に、構成各部の組み付け方向を規制している。従って、図示しない補機を駆動すべく、上記モータに通電した状態では、上記ウェッジローラ10及びガイドローラ11a、11bが、図4に矢印②で示す様に、上記各支持軸8a、8を中心に同図の時計方向に回転し、上記外輪13aが同じく矢印③で示す様に時計方向に回転する。この様に、上記1個のウェッジローラ10が矢印②で示す様に回転し、このウェッジローラ10を上記ハウジング3aの直径方向の内外両側から挟持した先端部24及び外輪13aがそれぞれ矢印③に示す様に回転する結果、上記ウェッジローラ10全体が、図4に矢印④で示す様に、図4の反時計方向に変位する傾向となる。即ち、上記ウェッジローラ10は、矢印①方向に回転する上記先端部24から、上記矢印④方

向の力を受け、ウェッジローラ 10 が矢印②方向に回転する事で外輪 13a の内周面との当接部から受ける反作用により、やはり上記矢印④方向の力を受ける。この結果、上記先端部 24 の回転時に上記ウェッジローラ 10 が、上記環状空間 20a の幅の狭い部分に向けて移動する傾向になる。

【0032】更に、図示の例では、前記出力軸 16a から前記入力軸 23 に回転が伝わらない様にすべく、上記ウェッジローラ 10 が前記環状空間 20a の幅の広い部分に向け移動した状態で、前記各ガイドローラ 11a、11b の外周面が前記外輪 13a の内周面から確実に隔離する様に、各部の寸法を規制している。即ち、上記入力軸 23 を支持している前記 1 対の軸受 7a、26 同士の間隔（ピッチ） $L_1$ 、軸受 7a から上記ウェッジローラ 10 の中心までの距離  $L_2$ 、上記入力軸 23 の外径  $D_2$  等の値並びに上記各軸受 7a、26 の諸元を規制する。そこで、これらの値等を決定する手順に就いて、簡単に説明する。

【0033】先ず、上記ウェッジローラ 10 が上記入力軸 23 を押圧する力  $F_c$  は、前記モータからこの入力軸 23 に加えられるトルクにより求められる。そして、この力  $F_c$  と上記各数値  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $D_2$  並びに上記各軸受 7a、26 の諸元とから、上記入力軸 23 自身の弾性変形並びにこれら各軸受 7a、26 の弾性変形の総和である、この入力軸 23 の先端部 24 の変位量を求められる。そこで、例えばこの変位量が 0.3mm 程度になる様に、上記各値等を決定する。そして、この値（0.3mm）と、後述する動力遮断時に上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と前記外輪 13a の内周面との間に介在させるべき隙間 35、35（図 3）の大きさ（例えば 0.05～0.10mm）とを考慮しつつ、上記各数値  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $D_2$  並びに上記各軸受 7a、26 の諸元を決定する。そして、動力遮断時に上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と上記外輪 13a の内周面との間に上記隙間 35、35 を確実に介在させる一方、動力伝達時には上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と上記外輪 13a の内周面とを、伝達トルクに見合った、適切な荷重で当接させる様にする。

【0034】上述の様に構成する本例のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の作用は次の通りである。先ず、モータにより補機を回転駆動する際には、このモータにより上記入力軸 23 を、図 4 に矢印⑤で示す様に、同図の反時計方向に回転させる。この入力軸 23 の先端部 24 の回転は、この先端部 24 の外周面と、ウェッジローラ 10 の外周面との当接部である、内径側当接部 21 を介して、このウェッジローラ 10 に伝わる。更に、このウェッジローラ 10 の回転は、このウェッジローラ 10 の外周面と上記外輪 13a の内周面との当接部である、外径側当接部 22 を介して、この外輪 13a に伝わる。そして、この外輪 13a に結合固定した前記出力軸 16a

が回転する。

【0035】上記先端部 24 及び外輪 13a が所定方向に回転すると上記ウェッジローラ 10 が、上記先端部 24 の外周面と外輪 13a の内周面との間に存在する環状空間 20a 内で、この環状空間 20a の幅の狭い部分に向け、図 4 の矢印④方向に移動する。この結果、上記ウェッジローラ 10 の外周面が、上記先端部 24 の外周面と外輪 13a の内周面とを強く押圧する。そして、当該ウェッジローラ 10 の外周面と上記先端部 24 の外周面との当接部である内径側当接部 21、及び、当該ウェッジローラ 10 の外周面と外輪 13a の内周面との当接部である外径側当接部 22 の当接圧が高くなる。

【0036】これら、1 個のウェッジローラ 10 に関する内径側、外径側両当接部 21、22 の当接圧が高くなると、それぞれがこのウェッジローラ 10 の外周面により押圧される部材である、上記先端部 24 と外輪 13a とのうちの少なくとも一方の部材が、組み付け隙間、或は弾性変形等に基づき、それぞれの直径方向に関して僅かに変位する。この結果、上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と上記先端部 24 の外周面との当接部である 2 個所の内径側当接部 21、21、及びこれら 2 個のガイドローラ 11a、11b の外周面と外輪 13a の内周面との当接部である 2 個所の外径側当接部 22、22 の当接圧が高くなる。そして、クラッチ機構が接続された状態になって、上記先端部 24 から上記外輪 13a に、効率良く回転力が伝達される。そして、前記モータの回転を前記補機に伝達する。即ち、トルク伝達時には、前記入力軸 23 及びこの入力軸 23 を支承している軸受 7a、26 が弾性変形する事により、上記各ガイドローラ 11a、11b が、上記入力軸 23 の先端部 24 の外周面と上記外輪 13a の円筒部 14a の内周面とに、伝達トルクに見合った適切な荷重で当接する。そして、上記ウェッジローラ 10 だけでなく、上記各ガイドローラ 11a、11b も、トルク伝達に寄与する状態となる。

【0037】これに対して、モータの停止後も補機が慣性力で回転する場合の様に、上記外輪 13a が上記入力軸 23 の回転速度に見合う速度、即ち、この入力軸 23 の回転速度とローラ式変速機の変速比との積よりも速く回転する様になると、クラッチ機構が断たれて、上記外輪 13a の回転が上記入力軸 23 に伝達されない状態となる。即ち、この状態では、この入力軸 23 に対して上記外輪 13a が、図 3 の矢印⑤で示す様に、同図の時計方向に相対回転する。この結果、上記ウェッジローラ 10 が、このウェッジローラ 10 に関する外径側当接部 22 に作用する摩擦力に基づき、上記外輪 13a に引っ張られる様にして、前記各押圧ばね 30 の弾力に抗し、前記環状隙間 20a の幅の広い部分に変位する。この結果、上記ウェッジローラ 10 の外周面が前記先端部 24 の外周面及び外輪 13a の内周面を押圧しなくなり、上



記内径側当接部 21 及び上記外径側当接部 22 の当接圧が低下若しくは喪失する。そして、クラッチ機構の接続が断たれた状態になって、上記外輪 13a から上記先端部 24 に回転が伝わらなくなる。この状態では、上記ウェッジローラ 10 の外周面は、上記外輪 13a の内周面と転がり接触し、上記先端部 24 の外周面からは離隔する。

【0038】特に、本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機に於いては、上述の様にクラッチ機構が断たれた状態で、前記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と上記外輪 13a の内周面とが完全に離隔する。即ち、上記クラッチ機構が断たれ、上記ウェッジローラ 10 が上記先端部 24 の外周面及び外輪 13a の内周面を押圧しない状態では、この先端部 24 及び外輪 13a が弾性的に復元して、図 3 に示した中立位置に戻る。そして、上記各ガイドローラ 11a、11b が、前記各押圧ばね 28、28 に押されつつ、上記先端部 24 に追従する。そして、上記各ガイドローラ 11a、11b の外周面と上記外輪 13a の内周面との間に隙間 35、35 が生じ、これら各ガイドローラ 11a、11b の外周面と上記外輪 13a の内周面とが擦れ合う事がなくなる。この結果、この外輪 13a の内周面及び上記先端部 24 の外周面と、上記各ローラ 10、11a、11b の外周面とが、転がり接触する事はあっても擦れ合う事がなくなる。この為、各接触部に著しい摩耗が発生する事を防止できる。

【0039】尚、図示の例とは逆に、上記各ガイドローラ 11a、11b を上記外輪 13a の径方向外方に押圧し、クラッチ機構が断たれた状態で、これら各ガイドローラ 11a、11b の外周面と外輪 13a の内周面に接触させる事もできる。但し、この場合には、この外輪 13a が回転している限り、上記各ガイドローラ 11a、11b が回転し続ける為、これら各ガイドローラ 11a、11a を支承している軸受 18a の耐久性確保が難しくなる等、クラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の耐久性確保を考慮した場合には好ましくない場合がある。

【0040】次に、図 5～6 は、請求項 3 に対応する、本発明の実施の形態の第 2 例を示している。尚、上述した第 1 例と本例とが異なる主要点は、クラッチ機構の接続が断たれた状態で、第三の摩擦面であるガイドローラ 11b の外周面を、第二の摩擦面である外輪 13a の内周面から離隔させる機能を実行させる点にある。その他の部分の構造及び作用は、基本的には上述した第 1 例と同様であるから、同等部分に関する図示並びに説明は、省略若しくは簡略にし、以下、上述した第 1 例と異なる点を中心に説明する。尚、図示したうちで、上述した第 1 例と同等部分には、同一符号を付す。

【0041】上記ガイドローラ 11b 及び図示しないもう 1 個のガイドローラは、上述した第 1 例の場合と同様の機構により、上記入力軸 23a 及び出力軸 16b の回

転方向に関する変位を阻止された状態で、これら入力軸 23a 及び出力軸 16b の直径方向に関する変位自在に、且つこの入力軸 23a の先端部 24a に向かう弾力を付与された状態で支持されている。

【0042】又、上記出力軸 16b をハウジング 3a の中心部に設けた支持筒部 33 の内側に、スリーブ 36 と第一、第二の玉軸受 37、38 とにより、回転及び僅かな揺動変位自在に支持している。図示の例では、これら第一、第二の玉軸受 37、38 を、同じ呼び番号の、単列深溝型玉軸受としており、それぞれシールリング付のものを使用している。上記スリーブ 36 は、上記支持筒部 33 内に、十分な締り嵌めで内嵌固定しており、使用時に上記第一、第二の玉軸受 37、38 の回転抵抗に基づいて生じるトルクに拘らず、上記支持筒部 33 内で回転しない様にしている。この理由は、上記スリーブ 36 の内周面の円周方向一部に形成した、後述する凹部 39 の位相がずれる事を防止する為である。尚、本例の場合には、上記入力軸 23a を蓋体 5a の通孔 6a 内に支持する為の軸受 7b に就いても、シールリング付のものを使用している。この様に各軸受 37、38、7b としてシールリング付のものを使用する事により、これら各軸受 37、38、7b 内に充填したグリースがこれら各軸受 37、38、7b 外に漏れ出すのを防止すると共に、変速機の構成各部を潤滑する為にハウジング 3a 内に充填した、トラクションオイル等の油がこのハウジング 3a 外に漏れ出す事を防止している。

【0043】又、上記第一、第二の玉軸受 37、38 のうちの第一の玉軸受 37 は、請求項 3 に記載した単列ラジアル玉軸受に相当するもので、ラジアル隙間が小さい（C2 隙間程度の）ものを使用する。この様な第一の玉軸受 37 は、その内輪を前記出力軸 16b のうちで前記外輪 13a に近い基部に締り嵌めにより外嵌固定すると共に、その外輪を、上記スリーブ 36 の中間部に締り嵌めにより内嵌固定している。

【0044】一方、上記スリーブ 36 の内周面で上記外輪 13a から遠い側の端部（図 5 の右端部）には、大径部 40 を形成している。この大径部 40 の内径は、他の部分の内径よりも 10～数 100  $\mu\text{m}$  程度大きい。そして、この大径部 40 の円周方向の一部に、この大径部 40 よりも更に直径方向外方に凹んだ、凹部 39 を形成している。上記スリーブ 36 を前記支持筒部 33 に内嵌固定した状態で、上記凹部 39 は、上記外輪 13a の円周方向に関して、ウェッジローラ 10 と反対側に位置させている。請求項 3 に記載した転がり軸受に相当する、上記第二の玉軸受 38 は、その内輪を上記出力軸 16b に締り嵌めにより外嵌固定しており、その外輪を上記大径部 40 に、緩く（ラジアル方向に関して僅かな変位自在に＝隙間嵌めにより）内嵌している。

【0045】そして、上記第二の玉軸受 38 の一部外周面と上記凹部 39 の底面との間に、請求項 3 に記載した

弾性材である、波板ばね 41 を、予圧を付与した状態で挟持している。従って、上記出力軸 16b 及びこの出力軸 16b の基端部を結合した上記外輪 13a は、他の力（上記ウェッジローラ 10 による押し付け力）が加わらない限り、上記波板ばね 41 の弾力に基づき、第一の玉軸受 37 を中心に、僅かに揺動変位する。

【0046】更に、上記出力軸 16b の先端部で上記支持筒部 33 から突出している部分には、駆動プーリ 45 を外嵌固定している。そして、この駆動プーリ 45 と、図示しない補機等の回転軸の端部に固定した従動プーリとの間に、無端ベルト 46 を掛け渡している。この無端ベルト 46 を掛け渡す方向は、上記波板ばね 41 の設置位置との関係で規制する。又、この無端ベルト 46 の張力は、上記波板ばね 41 の弾力との関係で規制する。即ち、この無端ベルト 46 の張力の作用方向は、この波板ばね 41 の弾力の作用方向と逆方向としている。又、この張力の大きさは、上記入力軸 23a から前記出力軸 16b へのトルク伝達が行なわれ、この出力軸 16b を回転駆動するトルクが大きくなった状態で上記弾力よりも大きくなり、上記入力軸 23a と前記出力軸 16b との間のトルク伝達が断たれ、この出力軸 16b を回転駆動するトルクが小さくなった状態、即ち、この出力軸 16b の回転速度が上記入力軸 23a の回転速度とローラ式変速機の変速比との積よりも早く回転する状態で、上記弾力よりも小さくなる様に規制している。

【0047】上述の様に構成する本例のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の場合は、次の様に作用して、上記入力軸 23a から上記出力軸 16b への動力の非伝達時に、前記ガイドローラ 11b の外周面と前記外輪 13a の内周面とを離隔させる。尚、上記入力軸 23a から上記出力軸 16b への動力の伝達時の作用は、前述した第 1 例の場合と同様である。

【0048】上記入力軸 23a から上記出力軸 16b への動力の伝達を断つべく、摩擦ローラ式変速機に組み込んだクラッチ機構が断たれ、上記ウェッジローラ 10 が上記先端部 24a の外周面及び外輪 13a の内周面を押圧しない状態では、前記駆動プーリ 45 に巻き掛けた無端ベルト 46 がこの駆動プーリ 45 を引っ張る力  $F$  が低下する。即ち、この状態では、この駆動プーリ 45 が軽い力で回転する様になる為、この無端ベルト 46 の引っ張り側の張力  $f_1$  が小さくなる。上記無端ベルト 46 が駆動プーリ 45 を引っ張る力  $F$  は、この引っ張り側の張力  $f_1$  と緩み側の力  $f_2$  との合力であるが、このうちの緩み側の力  $f_2$  は何れにしろ小さいので、引っ張り側の張力  $f_1$  が支配的である。従って、上記クラッチ機構が断たれた状態では、上記無端ベルト 46 が駆動プーリ 45 を図 5～6 の上方に引っ張る力  $F$  は、上記クラッチ機構が繋がれている場合に比べて十分に小さくなる。同時に、上記ウェッジローラ 10 が上記外輪 13a の内周面を図 5 の下方に押圧する事もなくなる。

【0049】これらにより、上記クラッチ機構の接続時に上記外輪 13a 及び出力軸 16b に作用していた、前記第一の玉軸受 37 を中心とする、図 5 で反時計方向のモーメント荷重が低下する。そして、この反時計方向のモーメント荷重が、前記波板ばね 41 に基づく、上記外輪 13a 及び出力軸 16b を上記第一の玉軸受 37 を中心として図 5 で時計方向に揺動させようとするモーメント荷重よりも小さくなる。この結果上記外輪 13a が、上記波板ばねの 41 の弾力に基づき、図 5 で上方に変位する。一方、各ガイドローラ 11b が、各押圧ばね 28、28 に押されつつ、前記入力軸 23a の先端部 24a に追従する。そして、上記各ガイドローラ 11b の外周面と上記外輪 13a の内周面との間に隙間が生じ、これら各ガイドローラ 11b の外周面と上記外輪 13a の内周面とが擦れ合う事がなくなる。この結果、前述した第 1 例の場合と同様に、各接触部に著しい摩耗が発生する事を防止できる。

【0050】尚、本例の構造を実施する場合に、出力軸 16b の先端部に固定する、動力伝達用の部材は、図示の様な駆動プーリ 45 に代えて、駆動歯車とする事もできる。この場合には、歯車の噛合に伴って上記出力軸 16b に加わるモーメント荷重の方向を、上述の説明の場合と同じになる様に、各部材の配置を規制する。更に、本例の構造を実施する場合に、前記クラッチ機構が繋がれて上記入力軸 23a と前記出力軸 16b との間で動力の伝達を行なう際に、この入力軸 23a の中心軸と上記外輪 13a の中心軸とが正しく平行になる様に、構成各部の寸法並びに形状精度を規制する。又、必要に応じて、上記各ガイドローラ 11b 及びウェッジローラ 10 の外周面にクラウニングを施す。この理由は、これら各ガイドローラ 11b、10 の外周面と相手面との当接部にエッジロードが発生するのを防止する為である。

【0051】次に、図 7 は、請求項 4 に対応する、本発明の実施の形態の形態の第 3 例を示している。本例の場合は、前述した第 1 例及び上述した第 2 例の場合と同様に、外輪 13a の側に出力軸 16a を結合固定し、入力軸 23 の先端部 24 を中心ローラとして、変速機を減速機として使用する様にしている。本例の場合も、上述した第 2 例の場合と同様に、上記出力軸 16a の回転速度が、上記入力軸 23 の回転速度とローラ式変速機の変速比との積よりも早く回転する状態になった場合に、第三の摩擦面であるガイドローラ 11b の外周面を第二の摩擦面である外輪 13a の内周面から、確実に離隔させる機構を組み込んでいる。

【0052】本例の構造の特徴は、クラッチ機構の接続が断たれた状態で、第三の摩擦面であるガイドローラ 11b の外周面を、第二の摩擦面である外輪 13a の内周面から離隔させる機構を構成する為、上記入力軸 23 の先端部 24 を径方向に変位させる様にした点である。この為に本例の場合には、上記入力軸 23 の中間部をハウ

ジグ 3a の蓋体 5a に対し支持する為の軸受 7b を、この蓋体 5a に設けた通孔 6a 内に、緩く内嵌している。即ち、この通孔 6a のうちでその内径側に上記軸受 7b を配置する部分の内径を、この軸受 7b を構成する外輪の外径よりも 100〜500 μm 程度大きくしている。

【0053】又、上記通孔 6a を囲む状態で上記蓋体 5a の外面（図 7 の左面）に設けた円筒部 47 の円周方向の一部でウェッジローラ 10 と反対側位置に貫通孔 48 を、この円筒部 47 の外周面と上記通孔 6a の内周面とを連通させる状態で形成している。そして、上記貫通孔 48 内に挿入した圧縮コイルばね 49 の先端（図 7 の下端）を上記軸受 7b を構成する外輪の外周面に突き当てると共に、上記圧縮コイルばね 49 の基端を、上記貫通孔 48 の開口部に螺着したねじ 50 により抑え付けている。従って、上記入力軸 23 には、上記圧縮コイルばね 49 により、上記ウェッジローラ 10 に向いた弾力が付与されている。尚、上記円筒部 47 のうちで上記貫通孔 48 を形成する部分の直径方向に関する肉厚は、他の部分よりも大きくしている。又、上記通孔 6a の内端部（図 7 の右端部）にはシールリング 51 を設けて、前記ハウジング 3a の内外を密封し、このハウジング 3a 内に充填したトラクションオイル、トラクショングリース等の油が外部に漏洩する事を防止している。

【0054】上述の様に構成する本例のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機の場合は、次の様に作用して、上記入力軸 23 から出力軸 16a への動力の非伝達時に、前記ガイドローラ 11b の外周面と前記外輪 13a の内周面とを離隔させる。上記入力軸 23 から上記出力軸 16a への動力の伝達を断つべく、摩擦ローラ式変速機に組み込んだクラッチ機構が断たれ、上記ウェッジローラ 10 が上記先端部 24 の外周面及び外輪 13a の内周面を押圧しない状態では、このウェッジローラ 10 が上記先端部 24 を図 7 の上方に押圧する事もなくなる。

【0055】この結果、この先端部 24 が、上記圧縮コイルばね 49 の弾力に基づいて、図 7 で下方に変位する。そして、各ガイドローラ 11b が、各押圧ばね 28、28 に押されつつ、上記先端部 24 に追従する。この為、上記各ガイドローラ 11b の外周面と上記外輪 13a の内周面との間に隙間が生じ、これら各ガイドローラ 11b の外周面と上記外輪 13a の内周面とが擦れ合う事がなくなる。この結果、前述した第 1〜2 例の場合と同様に、各接触部に著しい摩擦が発生する事を防止できる。その他の構成及び作用は、前述した第 1〜2 例の場合と同様である。

【0056】尚、本例の場合も、クラッチ機構が繋がれて上記入力軸 23 と上記出力軸 16a との間で動力の伝達を行なう際に、この出力軸 16a の中心軸と上記外輪 13a の中心軸とが正しく平行になる様に、構成各部の寸法並びに形状精度を規制する。又、必要に応じて、上

記各ガイドローラ 11b 及びウェッジローラ 10 の外周面にクラウニングを施して、これら各ローラ 11b、10 の外周面と相手面との当接部にエッジロードが発生するのを防止する。

【0057】次に、図 8 は、やはり請求項 4 に対応する、本発明の実施の形態の第 4 例を示している。本例と上述した第 3 例との相違点は、クラッチ機構の接続が断たれた状態で、第三の摩擦面であるガイドローラ 11b の外周面を、第二の摩擦面である外輪 13a の内周面から離隔させる機構を構成し、入力軸 23 の先端部 24 を径方向に変位させる部材を、圧縮コイルばね 49（図 7）から永久磁石 52 に変えた点である。即ち、本例の場合には、この永久磁石 52 と上記先端部 24 との間に作用する磁気吸引力により、上記クラッチ機構の接続が断たれた状態で、上記先端部 24 をウェッジローラ 10 に追従させる様にしている。

【0058】この為本例の場合には、通孔 6a を囲む状態で蓋体 5a の外面（図 8 の左面）に設けた円筒部 47 の円周方向の一部で、ウェッジローラ 10 と同じ側位置に、貫通孔 48 を、この円筒部 47 の外周面と上記通孔 6a の内周面とを連通させる状態で形成している。そして、上記貫通孔 48 内に挿入した上記永久磁石 52 を、上記入力軸 23 を支持した軸受 7b を構成する、SUJ 2 等の磁性材製の外輪の外周面に、1 mm 以下の微小隙間を介して近接対向させている。そして、上記永久磁石 52 を、上記貫通孔 48 の開口部に螺着したねじ 50a により抑え付けて、上記貫通孔 48 からの抜け止めを図っている。従って、上記入力軸 23 には、上記永久磁石 52 により、上記ウェッジローラ 10 に向いた弾力（磁気吸引力）が付与されている。尚、上記貫通孔 48 の内径側開口端部には、内向フランジ状の鍔部 53 を設け、この鍔部 53 により、上記永久磁石 52 が上記貫通孔 48 内に抜け出る事を防止している。

【0059】上述の様に構成する本例の場合、前述した第 3 例の場合とほぼ同様の作用により、上記入力軸 23 から出力軸 16a への動力の非伝達時に、前記ガイドローラ 11b の外周面と前記外輪 13a の内周面とを離隔させる。即ち、摩擦ローラ式変速機に組み込んだクラッチ機構が断たれると、上記先端部 24 が上記永久磁石 52 の磁気吸引力に基づいて、図 8 で下方に変位し、各ガイドローラ 11b が、各押圧ばね 28、28 に押されつつ、上記先端部 24 に追従する。そして、上記各ガイドローラ 11b の外周面と上記外輪 13a の内周面との間に隙間が生じ、これら各ガイドローラ 11b の外周面と上記外輪 13a の内周面とが擦れ合う事がなくなる。この結果、前述した第 1〜3 例の場合と同様に、各接触部に著しい摩擦が発生する事を防止できる。

【0060】次に、図 9 は、やはり請求項 4 に対応する、本発明の実施の形態の第 5 例を示している。本例と上述した第 4 例との相違点は、クラッチ機構の接続が断

たれた状態で、第三の摩擦面であるガイドローラ 11 b の外周面を、第二の摩擦面である外輪 13 a の内周面から離隔させる機構を構成し、上記入力軸 23 の先端部 24 を径方向に変位させる部材を、永久磁石 52 (図 8) から電磁石 54 に変えた点である。即ち、本例の場合には、この電磁石 54 と上記先端部 24 との間に作用する磁気吸引力により、上記クラッチ機構の接続が断たれた状態で、上記先端部をウェッジローラ 10 に追従させる様にしている。

【0061】この為に本例の場合には、通孔 6 a を囲む状態で蓋体 5 a の外面 (図 8 の左面) に設けた円筒部 47 の円周方向の一部で、ウェッジローラ 10 と同じ側位置に、貫通孔 48 を、この円筒部 47 の外周面と上記通孔 6 a の内周面とを連通させる状態で形成している。そして、上記貫通孔 48 内に上記電磁石 54 を装着している。この電磁石 54 は、磁性材を焼結する事により構成した、軸方向中間部が小径で軸方向両端部が大径であるボールピース 55 にコイル 56 を巻回して成る。この様な電磁石 54 は、上記通孔 6 a 内に螺着するねじ 50 b のねじ部の内側に、このねじ部の先端面に開口する状態で形成した空間部分に、合成樹脂に包埋した状態で保持している。そして、上記ねじ 50 b を上記通孔 6 a に螺着した状態で、上記電磁石 54 を、上記先端部 24 を設けた入力軸 23 を支持した磁性材製の外輪 7 a の外周面に、1 mm 以下の微小隙間を介して近接対向させている。

【0062】上述の様に構成する本例の場合、前述した第 4 例の場合とはほぼ同様の作用により、上記入力軸 23 から出力軸 16 a への動力の非伝達時に、前記ガイドローラ 11 b の外周面と前記外輪 13 a の内周面とを離隔させる。但し、本例の場合には、上記動力の伝達時には、上記電磁石 54 への通電は行なわず、この動力の非伝達時に、この電磁石 54 に通電する。この電磁石 54 への通電制御は、例えば上記入力軸 23 と出力軸 16 a との回転速度の比が所定値 (摩擦ローラ式変速機の変速比) であるか否かにより行なう。

【0063】

【発明の効果】本発明のクラッチ機構付摩擦ローラ式変速機は、以上に述べた通り構成し作用する為、ガイドローラとなる中間ローラと相手面とが擦れ合う事を防止して、著しい摩耗が発生する事を防止できる。この為、エンジン用の補機の様に、高速運転される条件下でも、十分な耐久性を確保して、クラッチ機構付摩擦ローラ式変速機を組み込んだ補機駆動装置の実用化に寄与できる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の実施の形態の第 1 例を示す断面図。

【図 2】図 1 の A-A 断面図。

【図 3】クラッチ機構の接続が断たれている状態を示す、図 1 の略 B-B 断面に相当する図。

【図 4】同じくクラッチ機構が接続されている状態を示す、図 1 の略 B-B 断面に相当する図。

【図 5】本発明の実施の形態の第 2 例を示す断面図。

【図 6】駆動プーリへの無端ベルトの巻き掛け状態を、図 5 の右方から見た状態で示す図。

【図 7】本発明の実施の形態の第 3 例を示す断面図。

【図 8】同第 4 例を示す断面図。

【図 9】同第 5 例を示す断面図。

【図 10】従来構造の 1 例を示す断面図。

【図 11】一部を省略して示す、図 10 の C-C 断面図。

【符号の説明】

- |              |          |
|--------------|----------|
| 1            | 電動モータ    |
| 2            | 回転軸      |
| 3、3 a        | ハウジング    |
| 4、4 a        | 本体       |
| 5、5 a        | 蓋体       |
| 6、6 a        | 通孔       |
| 7、7 a、7 b    | 軸受       |
| 8、8 a        | 支持軸      |
| 9、9 a        | 連結環      |
| 10           | ウェッジローラ  |
| 11 a、11 b    | ガイドローラ   |
| 12           | 突部       |
| 13、13 a      | 外輪       |
| 14、14 a      | 円筒部      |
| 15、15 a      | 円板部      |
| 16、16 a、16 b | 出力軸      |
| 17、17 a      | 第二の通孔    |
| 18、18 a      | 軸受       |
| 19           | ビニオン     |
| 20、20 a      | 環状空間     |
| 21           | 内径側当接部   |
| 22           | 外径側当接部   |
| 23、23 a      | 入力軸      |
| 24、24 a      | 先端部      |
| 25           | 取付フランジ   |
| 26           | 軸受       |
| 27 a、27 b    | 支持凹孔     |
| 28           | 押圧ばね     |
| 29 a、29 b    | 支持凹孔     |
| 30           | 押圧ばね     |
| 31           | 連結ピン     |
| 32           | スラストニードル |
| 33           | 支持筒部     |
| 34           | キー       |
| 35           | 隙間       |
| 36           | スリーブ     |
| 37           | 第一の玉軸受   |
| 38           | 第二の玉軸受   |
| 39           | 凹部       |
| 40           | 大径部      |

23

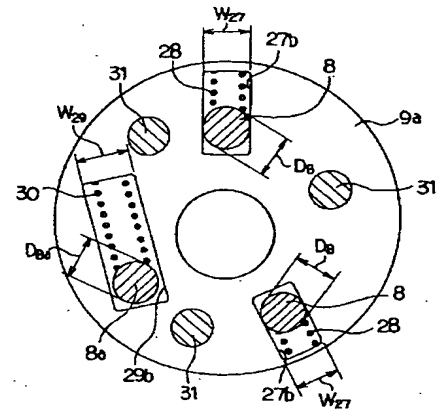
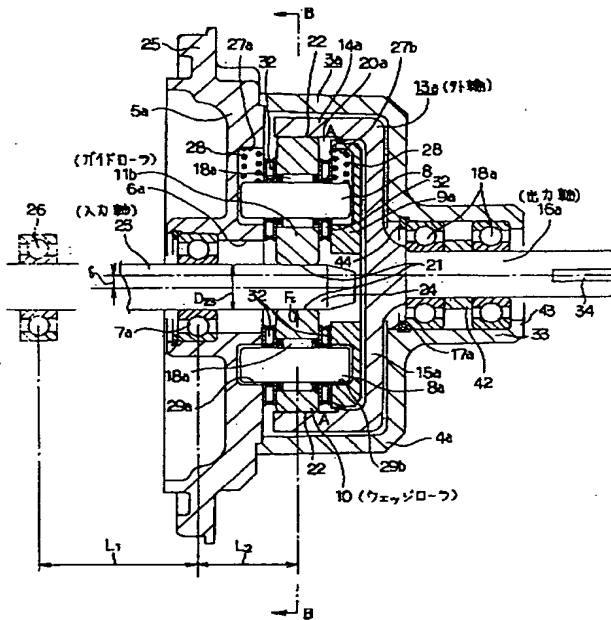
24

- 4 1 波板ばね
- 4 2 内輪間座
- 4 3 銑部
- 4 4 止め輪
- 4 5 駆動プーリ
- 4 6 無端ベルト
- 4 7 円筒部
- 4 8 貫通孔

- \* 4 9 圧縮コイルばね
- 5 0、5 0 a、5 0 b ねじ
- 5 1 シールリング
- 5 2 永久磁石
- 5 3 銑部
- 5 4 電磁石
- 5 5 ボールピース
- \* 5 6 コイル

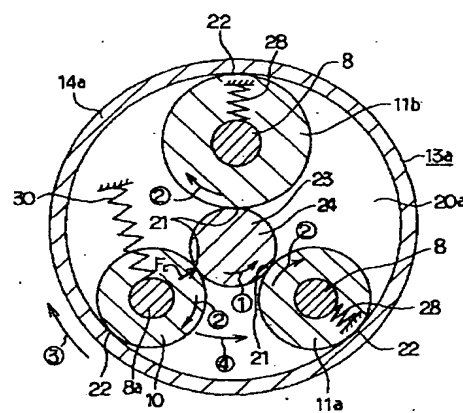
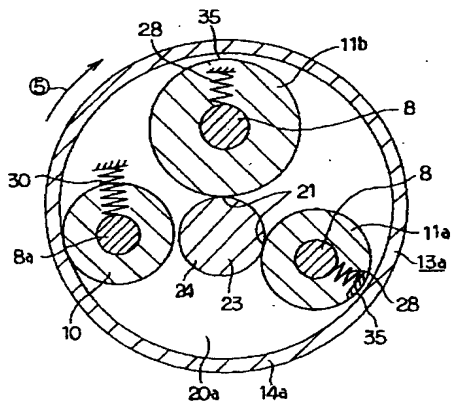
【図1】

【図2】

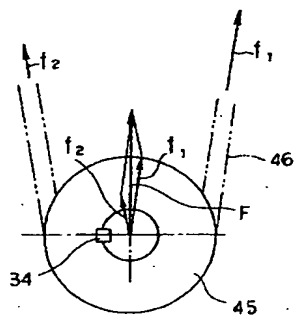


【図3】

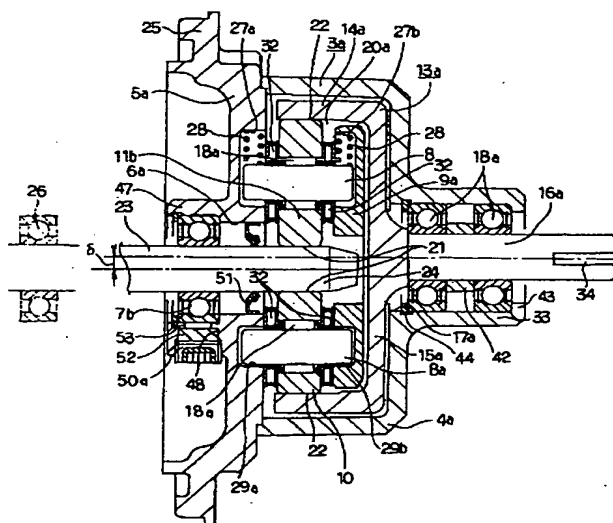
【図4】



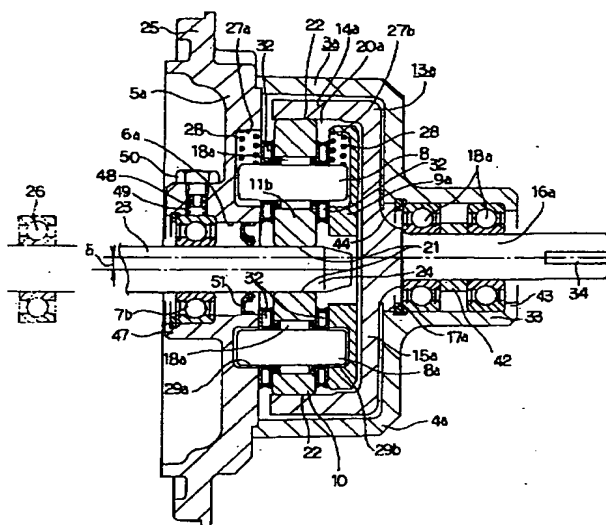
【図 6】



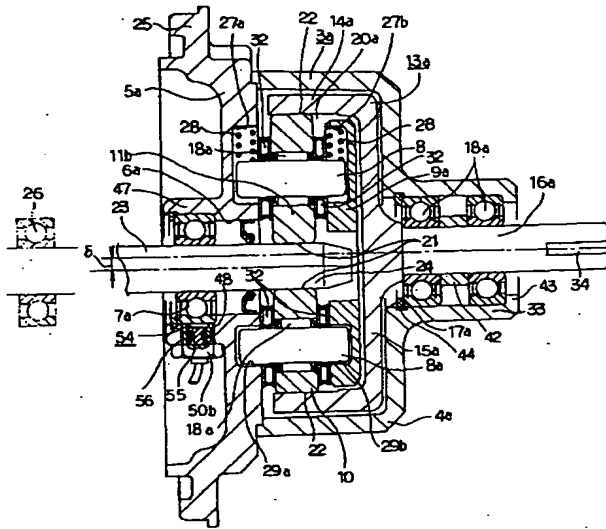
【図8】



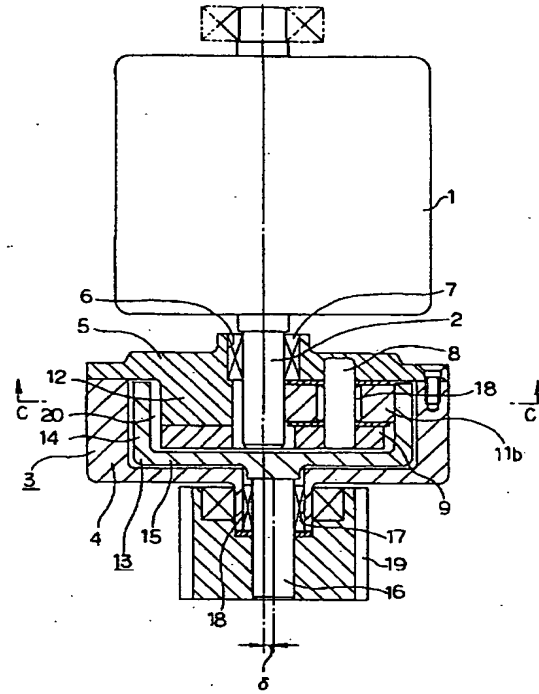
【圖 7】



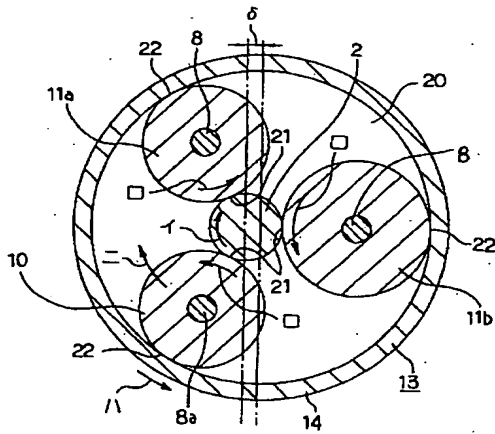
【図9】



【図10】



【図11】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**